

# ПРИМЕНЕНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ ПРОГРАММ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ В ЗАДАЧАХ РОТОРНОЙ ДИНАМИКИ

Терешко А.Г.  
НТИЦ им А.Люльки, г. Москва

## Общие положения

Задача анализа динамических характеристик вращающихся конструкций, в частности, расчет собственных частот и критических скоростей роторов – одна из наиболее важных при проектировании и доводке турбомашин. В последнее время все большее распространение получают системы, основанные на методе конечных элементов (МКЭ). Однако для анализа динамических характеристик роторов ГТД МКЭ не получил пока широкого распространения. В то же время его применение позволяет проводить совместный динамический анализ турбомашин с учетом более сложных конструктивных элементов и узлов по сравнению с классическим подходом, например, методом начальных параметров.

Задачами исследования явилось: изучение возможностей системы MSC/Nastran для расчета динамических характеристик роторных систем авиационных ГТД; сравнение возможностей конечно-элементной системы MSC/Nastran и программного комплекса DYNAMICS R3.1, основанного на методе начальных параметров, при расчете динамики роторных систем авиационных газотурбинных двигателей.

## Расчетная модель ротора

Ротор турбины низкого давления четырехопорный, состоит из четырехступенчатого осевого компрессора, одноступенчатой осевой турбины и подшипников опор. Расположение вентилятора и турбины межопорное. Продольный разрез ротора, полученный в программе AUTOCAD, приведен на рис. 1.



Рис. 1. Чертеж ротора ГТД.

Через IGES – транслятор продольный разрез был перенесен в MSC/Nastran for Windows. Далее было проведено разбиение исходной области на четырехугольники, рис.2, что позволило получить регулярную конечноэлементную сетку и использовать элементы типа CHEXA.

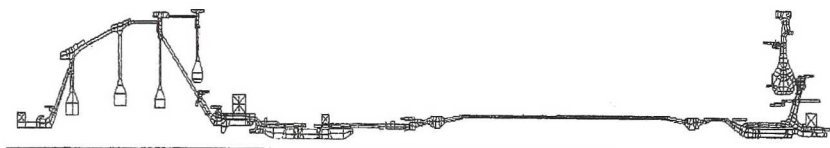


Рис. 2. Расчетная модель ротора

Следующим этапом явилось построение трехмерной твердотельной модели ротора, и ее разбивка на конечные элементы. При построении расчетной модели конструкция ротора была существенно упрощена с сохранением ее жесткостных и массовых характеристик. При этом удалялись либо схематизировались несущественные для прочности и жесткости ротора детали как, например, лабиринтные уплотнения. Рабочие лопатки компрессора и турбины моделировались сосредоточенными массовыми элементами, расположенными в центре тяжести лопаток и прикрепленными жестко к дискам.

Полученная конечно – элементная модель ротора (рис.3) представляет собой полный (замкнутый) ротор с 96 узлами в окружном направлении. Подшипники смоделированы пружинами, работающими на растяжение – сжатие вдоль вертикальной и горизонтальной осей в плоскости расположения подшипников. Массовые и инерционные характеристики рабочих лопаток моделировались эквивалентной системой, состоящей из 480 сосредоточенных масс, расположенных в центрах тяжести лопаток и связанных с дисками жесткими связями по всем степеням свободы. Конечноэлементная модель ротора, построенная в MSC/Nastran, показана на рис. 3.

Полная модель включает в себя 85632 элементов CHEXA и 192 элементов CPENTA (вал и диски), 480 элементов CONM1 (массы лопаток), 869 элемента RBE3 (связи в лопатках и подшипниках, передача гироскопического момента), 8 элементов CROD имитирующих упругие опоры ротора. Общее число степеней свободы около 900000.

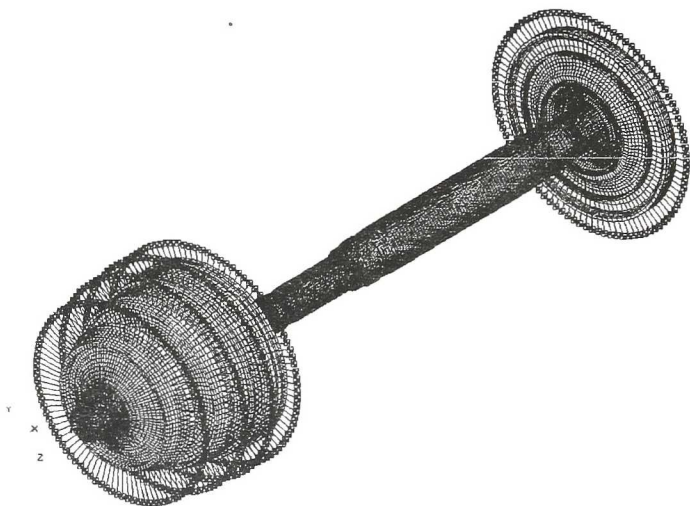


Рис.3. Конечно-элементная модель ротора

Инерционные характеристики элементов ротора (полярные моменты инерции), используемые в DMAP процедуре RIDGYROA.V2001, были получены с помощью AUTOCAD. Практически весь момент инерции ротора связан с лопатками и диском. Поэтому при задании гироскопических членов использовано 5 узлов, расположенных в срединной плоскости дисков на их оси. Все 6 степеней свободы этих узлов связаны с перемещениями 96-ти узлов обода диска, находящихся на одном радиусе в его срединной поверхности, с помощью связи RBE3. Такая модель позволяет непосредственно приложить гироскопический момент к прецессирующему диску. При этом предполагается, что величина гироскопического момента практически не изменяется, если диск подвергается изгибной деформации из своей плоскости. В ГТД это положение обычно справедливо из-за значительной жесткости дисков по сравнению с общей изгибной жесткостью ротора.

Результаты расчетов с помощью MSC/Nastran постоянно контролировались и сравнивались с результатами, полученными в программном комплексе DYNAMICS R3.1. Это позволило устранить ошибки и неточности расчетных моделей, полученных в MSC/Nastran, а также уточнить модель для программы DYNAMICS R3.1.

Построение модели ротора турбины низкого давления в программе DYNAMICS R3.1 происходит следующим образом. Ротор разбивается по

всей длине на отдельные участки (число участков выбирается из геометрических особенностей ротора, минимальное число участков ограничивается точностью расчета), для которых задаются геометрические параметры, зависящие от типа элемента, моделирующего участок (балка, оболочка и т.п.) и свойства материала, рис. 4. Диски моделируются инерционными элементами, заданными толщиной, массами и моментами инерции. Подшипники моделируются специальными элементами – упругими связями, различного вида, имеющими нулевую длину и набор свойств, определяющих параметры опоры (полная матрица коэффициентом жесткости, коэффициенты демпфирования и т.д.).

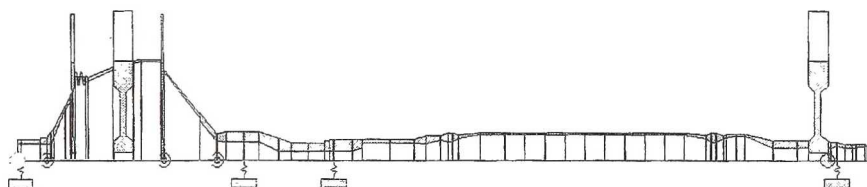


Рис.4. Расчетная модель ротора, полученная в программе DYNAMICS

Модель включает в себя 55 элементов BEAM1 (балочный элемент, моделирующий вал ротора), 3 элемента SHELL1 (оболочка), 1 элемент MASSLESSELEMENT1 (безынерционный элемент, имеющий только жесткостные характеристики), 4 элемента DISK1, моделирующих диски ротора (для упрощения задачи консольно закрепленный четвертый диск осевого компрессора с его массово-инерционными характеристиками приведен к точке закрепления третьего диска компрессора), элемент MASS1 (сосредоточенная масса), 3 элемента COUPLING1 (шарнир, моделирующий локальные податливости), 4 элемента FLEXBLELINK1 (упругие осесимметричные опоры ротора). В расчетной модели ротора в программе Dynamics R3.1 насчитывается 420 степеней свободы.

Результаты расчетов

Полученные в MSC/Nastran for Windows и Dynamics R3.1 модели были использованы для расчета собственных частот ротора (невращаю-



щийся, недемпфированный ротор), а также для расчета критических оборотов. В табл. 1 представлены результаты расчета собственных частот вала ТНД, на податливых опорах:  $\alpha_1=30 \cdot 10^{-6}(\text{см/кг})$ ,  $\alpha_2=10 \cdot 10^{-6}(\text{см/кг})$ ,  $\alpha_3=10 \cdot 10^{-6}(\text{см/кг})$ ,  $\alpha_4=70 \cdot 10^{-6}(\text{см/кг})$ .

Таблица 1

№	Собственные частоты, полученные MSC/Nastran		Собственные частоты, полученные по программе DYNAMICS	
	об/мин	Гц	об/мин	Гц
1	4118	68,6	3766	62,8
2	7559	126	7746	129,1
3	9077	151,3	9140	152,3
4	16939	282,3	19190	319,8
5	20184	336,4	26568	442,8

Отличия по четвертой и пятой формам колебаний связаны с неточностью расчета коэффициентов жесткости задней цапфы компрессора в программе DYNAMICS R3.1. Программа моделирует геометрию конструкции либо балками, либо оболочками. В то же время ряд участков конструкции может иметь некую промежуточную геометрию, не попадающую под описание балками или оболочками. В табл. 2 представлены значения коэффициентов податливости, полученные для одной и той же геометрии конического участка ротора как балочными, так и оболочечными формулами.

Таблица 2

N	Name	a11x'	a12x'	a22x'
1	Оболочка	3.82e-010	-5.11e-009	2.38e-007
2	Балка	3.09e-010	3.78e-010	2.39e-008

Видно, что коэффициенты отличаются между собой не только величиной, но и знаком. Выбор элемента, описывающего такой участок, может быть достаточно субъективным. Есть разные способы решения этой проблемы. Один из них – более подробное описание геометрии участка несколькими короткими балочными элементами. Другой путь - проведение идентификации модели с использованием локальных податливостей. Более точный подход - участки, описываются безинерционными элементами, заданными коэффициентами податливости, отражающими их истинные свойства. Эти коэффициенты можно получить, используя те же конечно-элементные программы.

В роторах существуют и другие достаточно сложные формы. Использование МКЭ может помочь рассчитать их жесткостные параметры с более высокой точностью, что, в конечном счете, позволит уточнить и частоты собственных колебаний.

После идентификации расчетной модели ротора (путем внесения локальных податливостей) в программе DYNAMICS получены следующие результаты, табл. 3.

Таблица 3

№	Собственные частоты, полученные МКЭ «NASTRAN»		Собственные частоты, полученные по программе DYNAMICS	
	п, об/мин	Гц	п, об/мин	Гц
1	4118	68,6	3760	62,7
2	7559	126	7604	126,7
3	9077	151,3	8814	146,9
4	16939	282,3	16568	276,1
5	20184	336,4	24037	400,6

Практически по первым 4-м частотам получено хорошее соответствие в результатах. Отличия в пятой форме связаны с тем, что для нее идентификация модели не проводилась, так как ее частота лежит далеко рабочим диапазоном ротора.

В качестве примера на рис. 6а и рис.6б показаны формы колебаний, полученные в обеих программах.

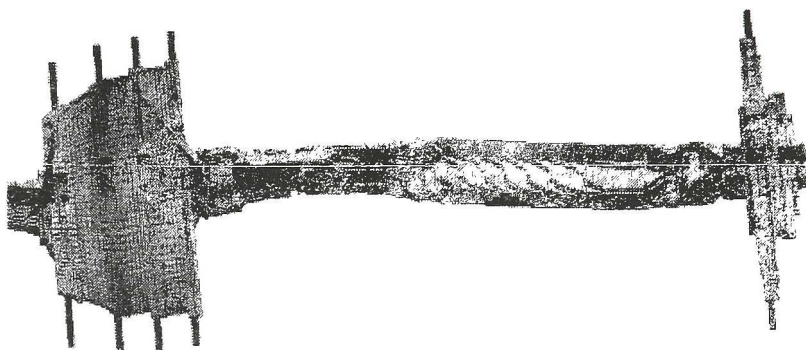


Рис. 6.а  $n = 9077$  об/мин (MSC/NASTRAN)

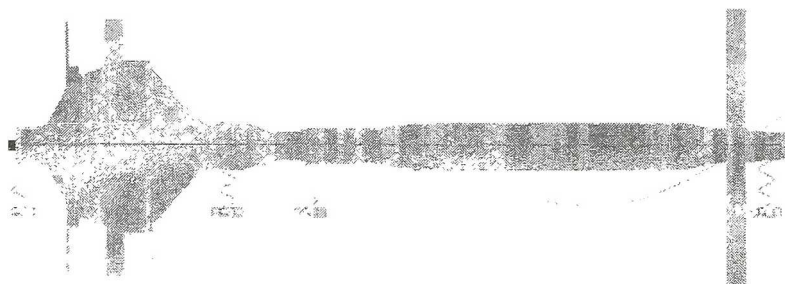


Рис.6.б  $n = 8814$  об/мин (DYNAMICS R3.1)

В табл. 4 представлены результаты расчета критических частот вращения ротора на упругих опорах.

Таблица 4

№	MSC/Nastran		DYNAMICS R3.1	
	об/мин	Гц	об/мин	Гц
1	4140	69	3770	62,8
2	9300	155	9514	158,6
3	19680	328	21854	364,2

Сравнение возможностей программы NASTRAN и Dynamics R3.1 при решении задач роторной динамики.

Время, затраченное на подготовку расчетной модели (при имеющихся исходных данных по инерционным характеристикам), показано в табл. 5.

Таблица 5

Ротор низкого давления	Dynamics R3.1	MSC/Nastran*
Расчетная модель	1-3 дня	1-2 месяца
Идентификация по результатам эксперимента	1-2 часа	2-3 дня

Время, затраченное на проведение расчетов (параметры ЭВМ: Pentium III - 1GHz/256Mb RAM), показано в таблице 6.

Таблица 6

Вид расчета	Dynamics R3.1	MSC/Nastran
Собственные колебания невращающегося ротора (изгибные, продольные, крутильные) в расчетном диапазоне	~5-10 сек	~1.5 часа*
Критические частоты ротора	~5-10 сек	~15 часов (прямой метод расчета)*

\* Для трехмерной твердотельной модели, состоящей из ~90000 тысяч элементов и имеющей ~900000 степеней свободы.

При использовании балочных элементов программе MSC/Nastran ротор может быть смоделирован моделью аналогичной в программе Dynamics R3.1 с соответствующим уменьшением времени расчета. Применение модальных методов расчета трехмерной модели также может существенно сократить время расчета.

Проведенные исследования носят предварительный характер. Автором показана возможность расчета собственных частот, критических частот вращения и форм колебаний ротора с использованием MSC/Nastran. Значения частот и форм колебаний ротора хорошо согласуются со значениями, полученными в результате расчета классическим методом начальных параметров в системе Dynamics R3.1. В то же время затраты времени на подготовку расчетной модели в программе MSC/Nastran многократно превышают время программы Dynamics R3.1 или аналогичных программ. Затраты времени на проведение расчетов частот и форм колебаний роторов в программе MSC/Nastran также значительно выше.

Следует отметить, что применение программы MSC/Nastran для



расчета частот и форм колебаний может несколько уточнить результаты расчетов и в, частности, правильно оценить влияние сложных элементов конструкции, не поддающихся описанию типовыми элементами, используемых в программе Dynamics R3.1. Наилучший результат может дать совместное использование программ.

Остается неисследованной возможность применения программы MSC/Nastran для большого класса задач роторной динамики - вынужденных стационарных и нестационарных колебаний, поведения систем с нелинейными элементами конструкции – демпферами, подшипниками скольжения, зазорами, касаниями и т.д. Данные направления – темы будущих исследований.

## **МЕТОДИКА ОЦЕНКИ РАСХОДА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НАПОРНОЙ ТРУБКИ**

Могулкин И.А. Орлов В.П.  
МАИ, г. Москва

При проведении исследований важной практической задачей является измерение расхода газа. Эта задача актуальна в химическом производстве, автомобиле и тракторостроении, авиации, космонавтике, нефти и газодобывающей промышленности. Хотя в последнее время в связи с развитием элементной базы большое внимание уделяется ультразвуковым расходомерам (например, доплеровский, корреляционный, вихревой расходомер), классические устройства определения объемного расхода по давлению не потеряли своей актуальности. По своей потенциальной точности –  $0,5 \div 2 \%$ , они эквивалентны ультразвуковым расходомерам, могут работать в более тяжелых эксплуатационных условиях, а новое поколение датчиков давления, обеспечивающих на выходе унифицированный сигнал, упростило проблему ввода информации в ЭВМ для дальнейшей обработки.

Рассмотрим способ измерения скоростей и расхода газа напорной трубкой Пито. Для пояснения способа измерения на рис. 1 показаны градиенты профиля скорости ламинарного потока в трубе с гладкими стенками, на рис. 2 – конструкция дифференциальной трубки Пито и график [1], поясняющий её принцип действия.

Частицы вещества, прилегающие к стенкам, движутся медленнее, на стенках скорость падает до нуля. По этой причине возникает градиент